

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-050179
(43)Date of publication of application : 23.02.2001

(51)Int.Cl. F04C 18/00
F04C 29/00
F25B 1/04

(21)Application number : 11-216755
(22)Date of filing : 30.07.1999

(71)Applicant : MITSUBISHI ELECTRIC CORP
(72)Inventor : TSUNODA MASAYUKI
WATANABE EIJI
OGAWA YOSHIHIDE
ISHII MINORU
TANI MASAO
KORISHIMA MUNEHISA
YAMAMOTO TAKASHI
KAWAGUCHI SUSUMU

(30)Priority

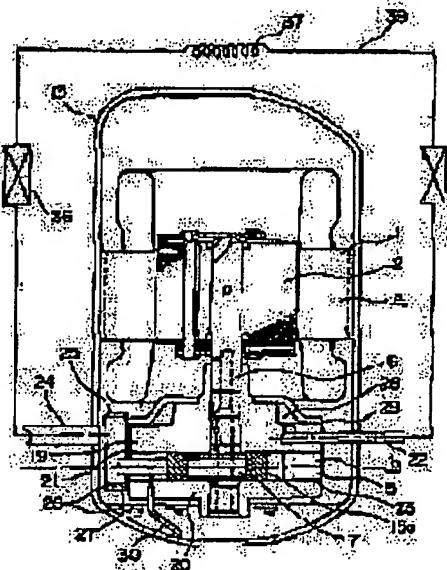
Priority number : 10222759 Priority date : 06.08.1998 Priority country : JP
11157550 04.06.1999 JP

(54) ROTARY COMPRESSOR, REFRIGERATING CYCLE USING THE COMPRESSOR, AND REFRIGERATOR USING THE COMPRESSOR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent reverse flow of gas refrigerant having high temperature and high pressure toward an evaporator disposed on a low pressure side, and improve an efficiency and reliability of a compressor by holding an inside of a tightly closed space for housing a compression mechanism part having a driving shaft for revolving a piston and an electric motor for rotating the driving shaft, to an intake pressure atmosphere.

SOLUTION: A rotary compressor is composed of an electric motor part (a) which consists of a stator 1 and rotator 2, and a compression mechanism part (b) driven by the electric motor part (a), they are housed in a hermetic container 13, and is directly attached to the hermetic container 13. In this case, the inside of the enclosed container 13 is held to an intake pressure atmosphere. Accordingly, it is solved that gas coolant having a high temperature and high pressure is made flow in the reverse direction from each contact surface between a cylinder 5 of the compression mechanism part (b), and a frame and a cylinder head toward a low pressure side where an evaporator 36 is disposed, and the temperature of a cooler is prevented from raising without arranging a check valve and the like in a circuit. Simultaneously, a blade motion space of the cylinder 5 is communicated with the inside of the enclosed container 13 so as to reduce sliding loss of the blade.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 29.08.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-50179

(P2001-50179A)

(43)公開日 平成13年2月23日(2001.2.23)

(51) Int.Cl.
F 0 4 C 18/00
29/00
F 2 5 B 1/04

識別記号

F I
F 0 4 C 18/00
29/00
F 2 5 B 1/04

テ-マコ-ト (参考)
3 H 0 2 9

審査請求 未請求 請求項の数10 OL (全 13 頁)

(21)出願番号	特願平11-216755
(22)出願日	平成11年7月30日(1999.7.30)
(31)優先権主張番号	特願平10-222759
(32)優先日	平成10年8月6日(1998.8.6)
(33)優先権主張国	日本(JP)
(31)優先権主張番号	特願平11-157550
(32)優先日	平成11年6月4日(1999.6.4)
(33)優先権主張国	日本(JP)

(71)出願人 000006013
三菱電機株式会社
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72)発明者 角田 昌之
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱
電機株式会社内

(72)発明者 渡辺 英治
東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱
電機株式会社内

(74)代理人 100102439
弁理士 宮田 金雄 (外2名)

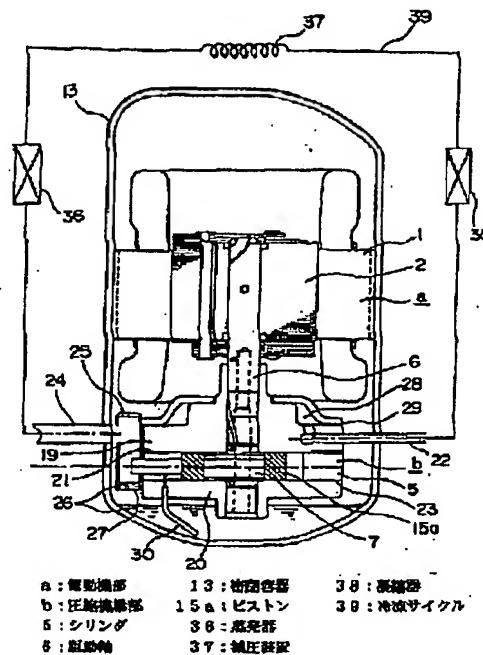
最終頁に統く

(54) [発明の名称] ポータリ圧縮機、この圧縮機を用いた冷凍サイクル及びこの圧縮機を用いた冷蔵庫

(57)【要約】

【課題】 密閉容器内が吸入圧力雰囲気にある場合、起動がスムーズでない場合があり、また密閉容器内が吐出圧力雰囲気にある場合、冷却器の温度上昇を防止するために余分な逆止弁を設けねばならずコスト高となつた

【解決手段】 ブレード15bを一体に設けたピストン15aを備えたロータリ圧縮機において密閉容器13内が吸入圧力雰囲気となるように構成した。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 シリンダ室に吸入口及び吐出口を持つシリンダ、前記シリンダ内で偏心して公転するピストン、前記ピストンに一体に設けられ、前記シリンダ内を高圧室と低圧室とに区画するブレード、及び前記ピストンを公転させる駆動軸を有する圧縮機構部と、前記駆動軸を回転させる電動機部と、これらを収納する密閉容器とを備えるブレード一体ピストン型の圧縮機において、前記圧縮機構部及び前記電動機部を収納する前記密閉容器内を吸入圧力雰囲気としたことを特徴とするロータリ圧縮機。

【請求項2】 前記圧縮機構部及び前記電動機部を前記密閉容器内に弹性支持部材により保持し、前記圧縮機構部と前記密閉容器内壁との間及び前記電動機部と前記密閉容器内壁との間にそれぞれ間隙を設けたことを特徴とする請求項1記載のロータリ圧縮機。

【請求項3】 使用冷媒をHFC系冷媒としたことを特徴とする請求項1または請求項2記載のロータリ圧縮機。

【請求項4】 前記密閉容器内にHFC系冷媒と非相溶性、又は相溶性の小さい潤滑油を封入したことを特徴とする請求項3記載のロータリ圧縮機。

【請求項5】 前記密閉容器内にHFC系冷媒と相溶性を有する潤滑油を封入したことを特徴とする請求項3記載のロータリ圧縮機。

【請求項6】 使用冷媒を炭化水素系冷媒としたことを特徴とする請求項1または請求項2記載のロータリ圧縮機。

【請求項7】 前記密閉容器内に炭化水素系冷媒と非相溶性、又は相溶性の小さい潤滑油を封入したことを特徴とする請求項6記載のロータリ圧縮機。

【請求項8】 前記密閉容器内に炭化水素系冷媒と相溶性を有する潤滑油を封入したことを特徴とする請求項6記載のロータリ圧縮機。

【請求項9】 圧縮機、蒸発器、減圧装置及び凝縮器を備えた冷凍サイクルにおいて、前記圧縮機を請求項1～請求項8のいずれか1項に記載のロータリ圧縮機としたことを特徴とする冷凍サイクル。

【請求項10】 圧縮機、蒸発器、減圧装置及び凝縮器を備えた冷蔵庫において、前記圧縮機を請求項1～請求項8のいずれか1項に記載のロータリ圧縮機としたことを特徴とする冷蔵庫。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ブレードを一体に設けたピストンを備えたロータリ圧縮機に関するものであり、またこの圧縮機を用いる冷凍装置や空調装置等の冷凍サイクルに関するものであり、さらにまたこの圧縮機を用いる冷蔵庫に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 図5、図6は例えば特許公報第2502

10 56号に示された従来のローリングピストン型のロータリ圧縮機(この例では2シリンダロータリ圧縮機)で、図5はその縦断面図及び冷凍サイクル図、図6は同じく圧縮機構部の横断面図である。以下、図5、図6をもとに説明する。従来のロータリ圧縮機は、固定子1及び回転子2からなる電動機部a、及びこの電動機部aにより駆動され、フレーム19、吸入口3及び吐出口(図示しない)が開口するシリンダ室4を有するシリンダ5、二つのシリンダ間を仕切る仕切り板34、シリンダヘッド20、駆動軸6の偏心軸部7に回転自在に嵌入され上記シリンダ5内に配置されたピストン8、シリンダ室4を吸入入口3に通じる低圧室9と吐出口(図示しない)に通じる高圧室10とに区画するペーン11、ペーン11がピストン8から離れることの無いようにピストン側に押付けるためのペーンスプリング12及び駆動軸6からなる圧縮機構部bにより構成される。これら電動機部a及び圧縮機構部bは吐出圧力雰囲気、又は吸入圧力雰囲気の密閉容器13内に接続、焼ばめ等の手段により直接取付けられている。なお、図5に示すものは、吐出圧力雰囲気のものである。また、その動作は、駆動軸6の回転によりピストン8がシリンダ室4の内壁に沿って公転し、この公転に伴って吸入口3から吸入した冷媒ガス等の圧縮性流体を圧縮し、吐出口(図示しない)から吐出するようになっている。

【0003】 図7、図8は例えば特開平10-047278に示された従来のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機の縦断面図及び圧縮機構部の横断面図である。図7、図8において固定子1及び回転子2からなる電動機部a及びこの電動機部aにより駆動される圧縮機構部bにより構成される。これら電動機部a及び圧縮機構部bは密閉容器13内に収納されている。圧縮機構部bはフレーム19、吸入口3及び吐出口14が開口するシリンダ室4を有するシリンダ5、シリンダヘッド20、駆動軸6の偏心軸部7に回転自在に嵌入され上記シリンダ5内に配置されたピストン15a、該ピストン15aに一体的に設けられシリンダ室4を吸入口3に通じる低圧室9と吐出口14に通じる高圧室10とに区画するブレード15b、シリンダ5に形成された円筒穴部16に回転自在に嵌入されブレード15bをスライド且つ揺動自在に支持するガイド17及び駆動軸6から構成されている。駆動軸6の回転によりピストン15aがブレード15bを介してガイド17の回転中心位置18を支点に揺動運動するようにシリンダ室4の内壁に沿って公転し、この公転毎に吸入口3から吸入した冷媒ガス等の圧縮性流体を圧縮し、吐出口14から吐出するようになっている。なお、「機械工学便覧」(昭和62年4月15日 日本機械学会発行)のB5-159頁の図373及びその説明に、ピストンとブレードが一体化されて、ピストンが揺動運動することによりシリンダ内をピストンが偏心回転する前記ブレード一体ピストン型のロータリ圧

縮機と類似の構造が記載されている。

【0004】また、従来のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機では、上記電動機部a及び圧縮機構部bは焼きばめ、溶接等の手段により密閉容器13内に固定されており、密閉容器13内部は吐出圧力雰囲気となっていた。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】従来のローリングピストン型のロータリ圧縮機は上記のように圧縮機構部がシリンダ5、ピストン8、ペーン11、ペーンスプリング12で構成されており、シリンダ内空間をピストン8、ペーン11によって吸入口3に通じる低圧室9と吐出口14に通じる高圧室10とに区画するため、ペーン11先端とピストン8外周面を常に適度な力により接触させる必要がある。密閉容器13内が吐出圧力雰囲気の場合、圧縮室9、10と密閉容器13内の差圧による力がペーン11をピストン8に押付ける方向に働くため、この差圧を利用してペーン11をピストン8に押付けることが可能となるので、ペーンスプリング12による押付力は差圧を利用してできる分を考慮して小さく設定しておけばよい。この場合、起動直前の圧縮機内は圧力バランス状態にあり、ペーン11は定常運転中に必要な押付力よりも差圧分だけ小さな力でピストン8に押付けられているため、ピストン8に過剰な負荷が作用せず必要最小限の起動トルクのモータで安定した起動が行える。

【0006】その反面、密閉容器13内で吸入圧力となるのは吸入管24～吸入口3～シリンダ5内の低圧室9の部分でその他の部分が吐出圧力雰囲気に満たされているので、冷蔵庫用のようにON/OFF運転を行なう場合の停止中には密閉容器13内の高温高圧のガス冷媒がシリンダ5とフレーム19、シリンダ5とシリンダヘッド20、シリンダ5と仕切板34の各接触面21、23、35から低圧室9～吸入管24へ圧力差による漏れが生じ、漏れたガスは吸入管24から蒸発器36へ逆流し、冷蔵庫等の冷却器では温度上昇を起こしやすいため、これを防止するために吸入管24と蒸発器36の間の回路に逆止弁などを設ければならず、コストアップになるという問題点があった。

【0007】これに対して、密閉容器内が吸入圧力雰囲気となるような構成をとった場合、密閉容器内で吐出圧力となるのは高圧室～吐出口～吐出管の部分でその他の部分は吸入圧力雰囲気に満たされているが、吐出口の吐出管側に設けた吐出弁が逆止弁の役割をし高圧高圧のガスを区分化しているのでON/OFF運転の停止中に吸入圧力部分への漏れは生じず、回路に逆止弁などを設けなくてガスが蒸発器に逆流することはない。

【0008】ロータリ圧縮機で密閉容器13内が吸入圧力雰囲気となるような構成をとった場合、ペーン11には圧縮室と密閉容器13内の差圧による力がペーン11をピストン8から引き離す方向に働くため、ペーン11をピストン8に押付けるペーンスプリング12の押付力は想定される運

転範囲で最大の差圧力分だけ大きく設定する必要があり、密閉容器13内が吐出圧力雰囲気の場合より押付力の大きいペーンスプリング12を用いなければならない。起動直前の圧力バランス状態では、ペーンスプリング12の押付力が差圧力によって相殺されることなくそのまま作用するので、ペーン11は定常運転中に必要な押付力よりも大きな力でピストン8に押付けられているため、ピストン8に過剰な負荷が作用し、起動するためには起動トルクの大きなモータが必要であった。

【0009】起動トルクが大きくなるようにモータを設計することは定常運転時のモータ効率を犠牲にすることになり、圧縮機の性能低下につながった。また、ペーンスプリングの押付力を想定される運転範囲で最大の値に設定するため、運転条件(吸入・吐出の圧力差)に応じたペーン押付けを行なうことができず、常に押付力が強いのでペーン先端部のピストン外周面との摺動状況が過酷となる。厳しい摺動条件はペーン先端の摩耗のみならずスラッジ発生を招く。密閉容器内が吸入圧力雰囲気の構成をとっているので、発生したスラッジは密閉容器内の空間で捕捉されることなく吐出管から回路へ排出され、回路中で堆積して毛細管を閉塞するなどの不具合があった。

【0010】また、密閉容器内を吐出圧力雰囲気にしてペーンの押付け力を低減してもR134aなどのHFC系冷媒を用いた場合には、冷媒が塩素原子を含まないためにCFC系冷媒で得られていた極圧効果が期待できなくなるので摺動部の潤滑性は悪くなり、ペーン先端とピストン外周面との摺動状況は厳しくなる。

【0011】一方、従来のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は密閉容器13内が吐出圧力雰囲気となっているうえに、上記のようにペーンに相当するブレード部15bがピストン15aと一緒に構成されているので起動時ピストン15aに押付力は作用せず、モータの起動トルクを過大にしなくとも常に安定した起動が行なうことができ、ペーン先端の摺動に起因する摩耗、スラッジ詰まりなどの不具合もない。

【0012】その反面、密閉容器内が吐出圧力雰囲気となるような構成をとっているので、同じく吐出圧力雰囲気としたローリングピストン型ロータリ圧縮機と同様に、運転停止中には密閉容器13内の高温高圧のガス冷媒がシリンダ5とフレーム19、シリンダ5とシリンダヘッド20の各接触面21、23から圧力差により高圧な密閉容器13内から、より低圧となる圧縮室内、吸入管24と蒸発機36側へ逆流し、冷蔵庫等の冷却器の温度が上がるため、これを防止するために吸入管24と蒸発器36間の回路に逆止弁などを設ければならず、コストアップとなるという問題点があった。

【0013】また、圧縮機構部及び電動機部を密閉容器内で弾性支持し、圧縮機構部及び電動機部と密閉容器内壁との間に隙間を設ける構成とする場合、密閉容器に取

付けられたパイプと圧縮機構部の間を吐出側か吸入側どちらか片方について密閉容器内雰囲気と隔離、シールする必要がある。密閉容器内が吐出圧力雰囲気の場合は密閉容器に取付けられた吸入パイプ～圧縮機構部シリンダの吸入口の部分を密閉容器内の吐出圧力からシールして吸入圧力を保つように密閉容器内で吸入管を取回し、また、密閉容器内が吸入圧力雰囲気の場合は密閉容器に取付けられた吐出パイプ～圧縮機構部シリンダの吐出口の部分を密閉容器内の吸入圧力からシールして吐出圧力を保つように密閉容器内で吐出管を取回す必要がある。密閉容器内で取回す配管は、密閉容器内で弹性支持された圧縮機構部、電動機部の振動によって変形、疲労、破損しないように剛性が低くなるように設計しなければならない。圧縮前のガスが流れる吸入管部分は圧縮後のガスが流れる吐出管部分より体積流量が多く流速が速いため、圧損の観点から管径を細くできないので吸入管を取回すのは現実的な選択とはいえない。すなわち、電動機部を密閉容器内で弹性支持し、密閉容器内を吐出圧力雰囲気とすると、密閉容器内で取回す吸入管は変形、破損を防ぐためには圧損が大となる問題があった。したがって、密閉容器内が吐出圧力雰囲気となるような構成では、電動機部a及び圧縮機構部bが密閉容器13に直付けされていることから、圧縮機内部の振動及び騒音が直接外部に伝わり、必ずしも低振動・低騒音とはいえないかった。このため、圧縮機から冷蔵庫等の冷凍サイクルを構成する配管系に伝わる振動を減らし、また伝わった場合でも振動による変形で配管が破損するのを防ぐために、圧縮機への配管を、径を細く、可動部分の長さを長く構成する必要があり、圧損による効率低下、配管が複雑化することによるコストアップ更に配管設計の煩雑さを招いていた。

【0014】そのうえ、密閉容器13内が吐出圧力雰囲気になっている場合はガイド17に作用する差圧による力が、ガイド17～ブレード15b間平面摺動部の狭い部分に集中して作用することになり、摺動ロスの増大/信頼性の低下にもつながっていた。通常、ペーン(ブレード)がピストンと一体であるか否かにかかわらず、ペーン(ブレード)が運動する空間5aは図9(a)に示すように密閉容器13内の空間に開放し、均圧させるのが一般的である。図9(b)に示すようにして密閉すると閉塞された空間5aにペーン(ブレード)が出入りすることになり、ペーン(ブレード)の出入りによる空間容積の増減がロスとなるため、密閉容器13内が吐出圧力雰囲気であるか吸入圧力雰囲気であるかによらず、密閉容器13内の空間に開放したほうが良い。また、ブレード一体型で2シリンダーの構成にすれば2個のブレード運動空間5aの容積増減が相殺するので、密閉容器内には開放しないことも可能となるが、この場合ガイドの挙動に不安定を生じるという問題点があった。図10に示すようにガイド17の円筒面の曲率とガイドを嵌入する

円筒穴部16の曲率は同一ではなく組立性、摺動性等の観点から微小な曲率差をつける必要がある。このため、ガイド17が円筒穴部と接する支持点Sは、ガイド17に作用する力の釣り合いで決まる。ブレード運動空間5aを密閉容器内に開放しない場合、その圧力は圧縮室9,10との間の漏れにより吸入圧力P_sと吐出圧力P_bの中間の圧力P_mとなる。このとき、吐出側のガイドの支持点は、高圧室10の圧力P_cがP_mより低いときは図10(a)のようにシリンダ内周に近い点となり、圧縮が進んで高圧室10の圧力P_cが上昇しP_mより高くなると図10(b)のようにブレード運動空間に近い点となる。このように支持点が一箇所でなく、図10(a)の状態と10(b)の状態の間の支持点移動の瞬間には不安定を生じ、ガイド17の摺動、信頼性に問題があった。ブレード運動空間5aを密閉容器13内に開放すれば、ブレード運動空間容積増減によるロス、ガイド支持点の不安定ともに避けることができるが、密閉容器13内が吐出圧力の場合、図11に示すようにブレード運動空間5aの圧力が吐出圧力P_dとなり、ガイド17の支持点S、S'はともにシリンダ内周近くでガイド平面部とブレード側面との荷重F₃、F_{3'}はシリンダ内周近くの狭い部分に集中して作用するため、摺動ロスの増大や信頼性の低下にもつながっていた。

【0015】さらに、密閉容器13内が吐出圧力雰囲気になっている場合、炭化水素系冷媒(HC冷媒)のような可燃性冷媒を使用すると、密閉容器内の空間が高圧になる分、運転中の回路容積の吐出圧部分が増大することと、密閉容器内に溜めた油が吐出圧にさらされるため吸入圧力雰囲気のときよりも油に溶解する冷媒の量が増えることから、回路内封入冷媒量が増加するので、引火、爆発の関係より、より安全という面からは望ましいことではなかった。また、封入冷媒量を少なく抑えるという観点からは密閉容器内の空間容積もできるだけ小さいほうが望ましいが、密閉容器内が吸入圧力雰囲気であるレシプロ式の圧縮機では、図12に示すようにモータ1,2及び駆動軸6の中心に対して一方向だけにピストン15a、シリンダ5が配置されて非対称の構成となるので、圧縮機構部のない部分が空間容積の増大を招いていた。

【0016】本発明は、前記従来技術の課題を解消するために成されたものであり、過剰な起動トルクのモータを用いずに安定した起動を常に行なうことができ、ON/OFF運転時の停止中に高温高圧のガス冷媒が冷却器側に逆流するのを回路中に特に逆止弁等を設けずに防止でき、また、吸入配管の損傷や破損がなく圧縮機内部の振動・騒音が直接外部に伝達するのを防止することにより騒音を低減でき、使用冷媒としてオゾン層破壊につながらないHFC系冷媒使用可能であるとともに、地球環境に悪影響のない炭化水素系冷媒のような可燃性冷媒を用いた場合でも引火、爆発に対する安全性をより高

め、過酷な摺動箇所に起因するスラッジの発生、回路中の堆積を防止し、ブレードの摺動ロスの増大のない高信頼性、高効率のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機を得ることを目的とする。また、この圧縮機を用いて、上記圧縮機の特性を生かした冷凍サイクルを得ることを目的とする。さらにまた、この圧縮機を用いて、上記圧縮機の特性を生かした冷蔵庫を得ることを目的とする。

【0017】

【課題を解決するための手段】この発明の第1の発明に係るロータリ圧縮機は、シリング室に吸入口及び吐出口を持つシリング、シリング内で偏心して公転するピストン、ピストンに一体に設けられ前記シリング内を高圧室と低圧室とに区画するブレード、及び前記ピストンを公転させる駆動軸を有する圧縮機構部と、前記駆動軸を回転させる電動機部と、これらを収納する密閉容器とを備えるロータリ圧縮機において、圧縮機構部及び電動機部を収納する密閉容器内を吸入圧力雰囲気としたものである。

【0018】この発明の第2の発明に係るロータリ圧縮機は、第1の発明において請求項1記載のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機において圧縮機構部及び電動機部を密閉容器内に弹性支持部材により保持し、前記圧縮機構部と前記密閉容器内壁との間及び前記電動機部と前記密閉容器内壁との間に隙間を設けたものである。

【0019】この発明の第3の発明に係るロータリ圧縮機は、第1の発明又は第2の発明において、使用冷媒をHFC系冷媒としたものである。

【0020】この発明の第4の発明に係るロータリ圧縮機は、第3の発明において、密閉容器内にHFC系冷媒と非相溶又は相溶性の小さい潤滑油を封入したものである。

【0021】この発明の第5の発明に係るロータリ圧縮機は、第3の発明において、密閉容器内にHFC系冷媒と相溶性を有する潤滑油を封入したものである。

【0022】この発明の第6の発明に係るロータリ圧縮機は、第1の発明又は第2の発明において、使用冷媒を炭化水素系冷媒としたものである。

【0023】この発明の第7の発明に係るロータリ圧縮機は、第6の発明において、密閉容器内に炭化水素系冷媒と非相溶又は相溶性の小さい潤滑油を封入したものである。

【0024】この発明の第8の発明に係るロータリ圧縮機は、第6の発明において、密閉容器内に炭化水素系冷媒と相溶性を有する潤滑油を封入したものである。

【0025】この発明の第9の発明に係る冷凍サイクルは、圧縮機、蒸発器、減圧装置及び凝縮器を備えた冷凍サイクルにおいて、前記圧縮機を第1の発明～第8の発明のいずれかの発明のロータリ圧縮機としたものであ

る。

【0026】この発明の第10の発明に係る冷蔵庫は、圧縮機、蒸発器、減圧装置及び凝縮器を備えた冷凍サイクルにおいて、前記圧縮機を第1の発明～第8の発明のいずれかの発明のロータリ圧縮機としたものである。

【0027】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 以下、実施の形態1について図に基づいて説明する。図1はこの発明の

10 1実施例によるブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機の縦断面図及び冷凍サイクル図、図2は同じく圧縮機の圧縮機構部を示す横断面図である。図において、ブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は固定子1及び回転子2からなる電動機部a及びこの電動機部aにより駆動される圧縮機構部bにより構成されている。圧縮機構部bは、吸入口3及び吐出口14が開口するシリング室4を有するシリング5と、駆動軸6の偏心軸部7に回転自在に嵌入され上記シリング5内に配置されたピストン15aと、該ピストン15aに一体的に設けられシリン

20 クル室4を吸入口3に通じる圧縮室の低圧室9と吐出口14に通じる圧縮室の高圧室10とに区画するブレード15bと、シリング5に形成された円筒穴部16に回転自在に嵌入されブレード15bをスライド且つ振動自在に支持するガイド17から構成され、駆動軸6の回転によりピストン15aがブレード15bを介してガイド17の回転中心位置18を支点に振動運動するようにシリング室4の内壁に沿って公転し、この公転毎に吸入口3から吸入した冷媒ガスを圧縮し、吐出口14から吐出するようになっている。また、ブレード15b先端部が振動運動するブレード運動空間5aは図9(a)のように密閉容器13内の空間に開放するか密閉容器13内の空間に連通する連通孔を設けるとともにブレード15b及びガイド17の振動及び油シールが可能となるよう油溜り空間を形成している。油溜り空間への潤滑油の供給は、後述のイジェクタパイプ30により吸入口3、圧縮室9、10、シリング5とフレーム19、シリングヘッド20間の隙間を通じて行なわれる。ブレード運動空間5aにおいて空間内の潤滑油及び冷媒を圧縮する方向にブレード15bが動く時、その動きをスムーズにする

30 ためブレード運動空間5aは、図9(a)のように密閉容器13内の空間に開放するか密閉容器13内の空間に連通する連通孔を設けて、潤滑油及び冷媒を排出するようになっている。密閉容器13内が吸入圧力雰囲気であるので、潤滑油等の排出は容易であり、ブレード15bがスライド且つ振動運動をスムーズに行なうことを可能としている。図1において、吸入口24から流入してきた冷媒ガスは吸入脈動を抑制する吸入口マフラ25で冷媒ガスと潤滑油26に分離され、分離された潤滑油26は吸入口マフラ25下部に設けられた穴部27から密閉容器13下部の油溜り部へ戻され、冷媒ガスは吸入口3に

通じる管路を通じて吸入口3から圧縮室の低圧室9に取り込まれる。また、圧縮室で圧縮された冷媒ガスは吐出口14から吐き出され、圧力脈動を抑制する吐出マフラ28で冷媒ガスの脈動を抑え吐出管22へ吐き出される。

【0028】また、吸入管24から流入した冷媒ガスは吸入経路(吸入マフラ25等)を通り吸入口3に達し、吸入経路を通過する過程で圧力損失を生じる。そのため、密閉容器13内の圧力は吸入口3における圧力よりも高くなる。そこで、吸入口3には、圧縮室内と密閉容器13内の差圧を利用し潤滑油26を供給するためのイジェクタパイプ30が取付けられており、イジェクタパイプ30から圧縮室内に流入した潤滑油がシリンダ5とフレーム19の接触面21及びシリンダ5とシリンダヘッド20の接触面23に供給され、これらの接触面のシール性が高められる。なお、密閉容器13下部の油溜り部から駆動軸6の軸受部であるフレーム19やシリンダヘッド20の軸受部への給油は、駆動軸6に設けた油穴により行なう。

【0029】これら電動機部a、及び圧縮機構部bは密閉容器13内に収納されており、電動機部a及び圧縮機構部bは密閉容器13に焼きバメ、溶接等の手段により直接取り付けられている。

【0030】上記のように構成された圧縮機においては、密閉容器13内が吸入圧力雰囲気となっているため、シリンダ5とフレーム19間の接触面21及びシリンダ5とシリンダヘッド20間の接触面23から高温高圧のガス冷媒が蒸発器36のある低圧側に逆流することが無くなり回路内に特に逆止弁などを設けなくても停止中の冷却器の温度上昇を防ぐことができる。

【0031】密閉容器内を吸入圧力雰囲気として高温高圧のガス冷媒の蒸発器がある低圧側への逆流を防いで回路内に特に逆止弁などを設けずに停止中の冷却器の温度上昇を回避しているものには他にレシプロ式の圧縮機があるが、レシプロ式はロータリ式に較べて①死容積が大きいため死容積損失が大きい、②吸入弁が必要なので吸入圧損が大きい、③吐出時間が短い(ロータリ式の約1/2)ので吐出流速が速く吐出圧損が大きい、④圧縮トルクの変動が大きい(ロータリ式の約2倍)ので最大トルクが大きいモータが必要でモータの高効率化に限界がある等のために圧縮機構の効率面ではロータリ式の方が優っている。

【0032】ロータリ式の効率面での優位性を生かしながらガス冷媒の蒸発器側への逆流を防いで停止中の冷却器の温度上昇を回避するために、従来のローリングピストン型のロータリ圧縮機で密閉容器内の圧力雰囲気を吸入圧力とした場合、ペーンに圧縮室と密閉容器内の差圧による力がペーンをピストンから引き離す方向に働くため、ペーンスプリングの押付力を大きく設定しなくてはならず、圧力バランス状態から起動するとペーンスプリ

ングの押付力が差圧によって相殺されることなくそのまま作用するので、ペーンは定常運転中に必要な押付力よりも大きな力でピストンに押付けられてピストンに過剰な負荷が作用し、起動するためには起動トルクの大きなモータが必要となる。このためモータの高効率化に限界が生じる。また、ペーンスプリングの押付力を大きく設定するので、常に強い押付力が作用してペーン先端部のピストン外周面との摺動状況が過酷となり、厳しい摺動条件がペーン先端の摩耗のみならずスラッジ発生を招く。密閉容器内が吸入圧力雰囲気の構成をとっているので、発生したスラッジは密閉容器内の空間で捕捉されることなく吐出管から回路へ排出され、回路中で堆積して毛細管を閉塞するなどの不具合を生じる。本実施の形態では、ピストン15aとブレード15bが一体に形成されているため、従来の技術である図6のようにペーン11をピストン8に押付けるためのペーンスプリング12が不要になり、ペーンスプリング12の押付力過大によるスムーズでない起動あるいは起動トルクを大きくすることによるモータ効率の低下を回避できるとともに条件の厳しいペーン先端とピストン外周面の摺動部分がなくなり、スラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制できる。

【0033】また、ブレード運動空間5aを吸入圧力雰囲気の密閉容器13内に開放または連通させているので、ブレード運動空間5aの圧力は吸入圧力Psとなり、高圧室10の圧力Pcよりは小、低圧室9の圧力とはほぼ等しくなり、図3に示すように吐出側のガイド17の支持点Sはブレード運動空間5aに近い点、吸入側のガイド17の支持点S'はガイドの中央付近の点となり、前記の図11のように荷重が狭い範囲に集中することはなく、ブレード15bの側面とガイド17の平面部との間の摺動ロスの増大による信頼性の低下は生じない。

【0034】これらの効果により、圧縮機の効率向上、信頼性向上、長寿命化、さらにこの圧縮機を用いた冷凍サイクルの低コスト化が図れる。

【0035】実施の形態2. 実施の形態2について説明する。本実施の形態は、上述した実施の形態1と同じ部分については同じ符号を付し説明を省略し、その特徴とする部分について説明を行なう。図4において、図4(a)は弾性支持部材を示している本実施の形態のブレード一体ピストン型の圧縮機の縦断面図、図4(b)は吸入経路及び吐出経路を示している本実施の形態の同じ圧縮機の縦断面図及び冷凍サイクル図である。図4においてブレード一体ピストン型の圧縮機は、固定子1及び回転子2からなる電動機部a及びこの電動機部aにより駆動される圧縮機構部bにより構成される。実施の形態1の図2に示すと同様に、圧縮機構部bは吸入口3及び吐出口14が開口するシリンダ室4を有するシリンダ5と、駆動軸6の偏心軸部7に回転自在に嵌入され

上記シリング5内に配置されたピストン15aと、該ピストン15aに一体的に設けられシリング室4を吸入口3に通じる低圧室9と吐出口14に通じる高圧室10とに区画するブレー15bと、シリング5に形成された円筒穴部16に回転自在に嵌入されブレード15bをスライド且つ振動自在に支持するガイド17とから構成され、駆動軸6の回転によりピストン15aがブレード15bを介してガイド17の回転中心位置18を支点に振動運動するようにシリング室4の内壁に沿って公転し、この公転毎に吸入口3から吸入した冷媒ガスを圧縮し、吐出口14から吐出するようになっている。図4

(b)において、吸入管24から流入してきた冷媒ガスは吸入マフラ25で冷媒ガスと潤滑油26に分離され、分離された潤滑油26は吸入マフラに設けられた穴部27から密閉容器13内に返され、冷媒ガスのみ吸入口3から圧縮室に取り込まれる。また、圧縮された冷媒ガスは吐出口14から吐き出され、吐出マフラ28で冷媒ガスの脈動を抑え、吐出管22から冷凍サイクルへと吐き出される。これらの構造は実施の形態1と同じである。

【0036】また、吸入管24から流入した冷媒ガスは吸入経路を通り吸入口3に達し、吸入経路を通過する過程で圧力損失を生じる。そのため、密閉容器13内の圧力は吸入口3における圧力よりも高くなる。そこで、吸入口3には、圧縮室内と密閉容器13内の差圧を利用して圧縮室内に潤滑油26を供給するためのイジェクタパイプ30が取付けられており、シリング5とフレーム19の接触面21及びシリング5とシリングヘッド20の接触面23に潤滑油26を供給することによりシール性を高めている。これらも実施の形態1と同じである。

【0037】これら電動機部a、及び圧縮機構部bは密閉容器13内に収納されており、固定子1は圧縮機構部bから電動機部aに向かって軸方向に突出するフレーム19の脚部31とボルト締結されている。このときフレーム19の脚部31は固定子1との締結面が決定できるように3本以上としている。このフレーム脚部31はフレーム19の他の部分から突出する脚部形状をとることにより、変形しやすい柔構造となっており、ボルト締結時に固定子1の形状ばらつき(固定子の鉄心を形成する積層鋼板の板厚のばらつきにより固定子の軸方向寸法ばらつきが発生する)によりフレーム脚部31が変形して、フレーム19のピスト15aやシリング5との接触部には歪み、変形を伝えないようにフレームの他の部分と一体にまたは適当に接続して構成されている。したがって、固定子1に形状のばらつきがあっても、フレーム19とピスト15a、シリング5との接触部が不均一となることがなく摩耗、入力増大、漏れ等が生じない。

【0038】上記のように構成されたブレード一体ピス

トン型のロータリ圧縮機においては、ペーン15bとピストン15aが一体に形成されているため、ペーン11をピストン8に押付けるためのペーンスプリング12が不要となり、ペーンスプリング12の押付力過大によるスムーズでない起動あるいは起動トルクを大きくすることによるモータ効率の低下を回避できるとともに条件の厳しいペーン先端とピストン外周面の摺動部分がなくなり、スラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制できる。また、密閉容器13内が吸入圧力雰囲気となって

いるため、シリング5とフレーム19間の接触面21及びシリング5とシリングヘッド20間の接触面23から高温高圧のガス冷媒が蒸発器36のある低圧側に逆流することが無くなり回路内に特に逆止弁などを設けなくても停止中の冷却器の温度上昇を防ぐことができる。これらの効果により、圧縮機の効率向上、信頼性向上及び長寿命化さらにこの圧縮機を用いた冷凍サイクルの低コスト化が図れる。

【0039】また、上記のように一体的に構成された電動機部a及び圧縮機構部bはコイルばね等の弾性支持部材32により密閉容器13内に支持(図4の場合はフレーム19の下端部を複数の弾性支持部材32により密閉容器13に支持する構造)され、密閉容器13内壁と電動機部a及び圧縮機構部b間に隙間(電動機部a及び圧縮機構部bが振動しても密閉容器13内壁と衝突しないような隙間)が生じるよう構成されているため、電動機部a及び圧縮機構部bで生じる振動及び騒音が外部に伝わり難く、圧縮機のより一層の低振動化、低騒音化が図れる。

【0040】また、上記弾性支持部材32はコイルばねについて述べたが、コイルばね以外でも板ばね、ゴム等の弾性支持部材であれば電動機部a及び圧縮機構部bの振動及び騒音が外部に伝わりにくく、圧縮機のより一層の低振動、低騒音化が図ることは明らかである。

【0041】また、上記のように電動機部a及び圧縮機構部bが密閉容器13内に弾性支持部材32により保持されているため、吐出配管22は密閉容器13内において圧縮機構部bの吐出マフラ28との接続部から密閉容器13との固定部まで、配管を密閉容器13の内壁に接触しないように引き回すことにより、全体として形状変化しやすくし、すなはち配管を全体として剛性の弱い形状に形成し、密閉容器13内の圧縮機構部b及び電動機部aの振動を吸収し、外部に伝わり難くする構造となっている。一方、吸入管24は密閉容器13の固定部から密閉容器13内に入り吸入マフラ25に接続されるが、吸入マフラ25との接続は圧縮機構部bの振動を許容するゆるい接続とすることができる(密閉容器13内が吸入圧力雰囲気であるので可能)。

【0042】実施の形態3。次に本発明の実施の形態3について説明する。本例のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は実施の形態1または2の様に構成され

たブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機において、冷媒としてR134a等のHFC系冷媒を使用している。

【0043】このように構成されたブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機では、密閉容器内が吸入圧力雰囲気となっているため、シリンダとフレーム間の接触面及びシリンダとシリンダヘッド間の接触面から高温高圧のガス冷媒が蒸発器のある低圧側に逆流することが無くなり回路内に特に逆止弁などを設けなくても停止中の冷却器の温度上昇を防ぐことができる。さらにペーンとピストンが一体に形成されているため、従来のロータリ圧縮機で生じていたペーンスプリングの押付力過大によるスムーズでない起動あるいは起動トルクを大きくすることによるモータ効率の低下を回避できるとともに条件の厳しいペーン先端とピストン外周面の摺動部分がなくなるので、塩素を含まず極圧効果がないR134a等のHFC系冷媒を用いても潤滑状況の厳しい摺動部がなく、スラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制できる。これらの効果により、圧縮機の効率向上、信頼性向上及び長寿命化さらにこの圧縮機を用いた冷凍サイクルの低コスト化が図れる。

【0044】実施の形態4。次に本発明の実施の形態4について説明する。本例のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は実施の形態3の様に構成された圧縮機において密閉容器13内に封入する潤滑油26にR134a等のHFC系冷媒に対して非相溶性又は相溶性の小さいハードアルキルベンゼン(HAB)等の潤滑油が用いられている。

【0045】このように構成されたブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機では、潤滑油に冷媒が溶け込むことが無いために、潤滑油の粘度は常に一定に保たれ摺動部に供給されるため、摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなる。

【0046】実施の形態5。次に本発明の実施の形態5について説明する。本例のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は実施の形態3の様に構成された圧縮機において密閉容器13内に封入する潤滑油26にR134a等のHFC系冷媒に対して相溶性を有するエステル油等の潤滑油が用いられている。このように構成されたブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機では、回路中に循環した潤滑油の戻り性が非相溶の潤滑油に比べて良好なため、粘度の高い潤滑油を用いることにより、圧縮室における油シール性を高めることができ、漏れ損失を低減することができる。

【0047】実施の形態6。次に本発明の実施の形態6について説明する。本例のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は実施の形態1または2の様に構成されたブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機において、冷媒としてプロパン、イソブタン等の炭化水素系冷媒(HC冷媒)を使用している。

【0048】このように構成されたブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機では、密閉容器内が吸入圧力雰囲気であるため、吐出圧力雰囲気となっている圧縮機に比べて冷媒封入量を減らすことが可能となり、封入冷媒が室内などに漏洩した場合でも爆発限界に達することはない。また、密閉容器内が同じ吸入圧力雰囲気のレシプロ式の圧縮機と較べるとブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は圧縮機構部が対称配置となるので非対称のレシプロ式よりも密閉容器内の空間容積が小さく抑えられて、封入冷媒量削減の観点からさらに有利となる。

すなはち本実施の形態では、オゾン層破壊物質である塩素を含むCFC系冷媒、HFC系冷媒や地球温暖化係数の高いHFC系冷媒を使わずに、冷媒として地球環境に悪影響のない炭化水素系冷媒を安全に使用できる圧縮機を得ることができる。また、冷蔵庫用圧縮機として構成した場合、圧縮機構部が非対称配置のレシプロ式より外形寸法を小さくできる分、冷蔵庫機械室への搭載性も改善される。

【0049】実施の形態7。次に本発明の実施の形態7について説明する。本例のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は実施の形態6の様に構成された圧縮機において密閉容器13内に封入する潤滑油26にプロパン、イソブタン等の炭化水素系冷媒に対して、非相溶性又は相溶性の小さいフッ素系又はポリアルキレングリコール(PAG)系等の潤滑油が用いられている。

【0050】このように構成されたブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機では、潤滑油26に対する可燃性冷媒であるプロパン、イソブタン等の炭化水素系冷媒の溶け込み量を小さく抑えられるため、潤滑油26への冷媒の溶け込み量を見越し余分な冷媒を封入する必要が無くなり、全体としての冷媒の封入量を減らすことが可能となり、封入冷媒が室内に漏洩した場合でも爆発限界に達することができない。

【0051】また、潤滑油26に冷媒が溶け込むことが無いために、潤滑油26の粘度は常に一定に保たれ摺動部に供給されるため、摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなる。

【0052】実施の形態8。次に本発明の実施の形態8について説明する。本例のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機は実施の形態6の様に構成された圧縮機において密閉容器13内に封入する潤滑油26にプロパン、イソブタン等の炭化水素系冷媒に対して相溶性を有するパラフィン系鉱油又はハードアルキルベンゼン(HAB)系等の潤滑油が用いられている。このように構成されたブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機では、回路中に循環した潤滑油の戻り性が非相溶の潤滑油に比べて良好なため、潤滑油の粘度を高くすることができるので、油による圧縮室のシール効果の向上により、漏れ損失の抑制により高効率化できる。

【0053】実施の形態9。次に本発明の実施の形態9

について説明する。図1、図2に示すように、実施の形態1～8に記載のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機を凝縮器38、減圧装置37、蒸発器36等と配管接続し、冷凍サイクルを構成することにより、前記圧縮機の特性を生かした冷凍装置や空調装置を得ることができる。特に、本圧縮機を使って冷凍サイクルを構成し、冷蔵庫とした場合、圧縮機の密閉容器13内を吸入圧力雰囲気とすることにより、逆止弁等を設けることなしに、高温高圧のガス冷媒の蒸発器への逆流のない高効率の冷蔵庫が得られ、圧縮機の電動機部a、圧縮機構部bを弹性支持部材32で支持することにより、低振動・低騒音の冷蔵庫が得られ、また冷媒として炭化水素系冷媒を使うことにより、安全を確保すると共に地球環境に悪影響のない冷蔵庫を得ることができる。さらに、前記の実施の形態の圧縮機にインバータ機能を付加し、冷媒を炭化水素系冷媒とし、冷蔵庫に使うことにより、対応するレシプロ型圧縮機に比べて冷蔵庫用の圧縮機として小型化できる効果もある。

【0054】

【発明の効果】この発明の第1の発明に係わるロータリ圧縮機は、シリンダ室に吸入口及び吐出口を持つシリンダ、シリンダ内で偏心して公転するピストン、ピストンに一体に設けられ前記シリンダ内を高圧室と低圧室とに区画するブレード、及び前記ピストンを公転させる駆動軸を有する圧縮機構部と、前記駆動軸を回転させる電動機部と、これらを収納する密閉容器とを備えるロータリ圧縮機において、圧縮機構部及び電動機部を収納する密閉容器内を吸入圧力雰囲気としたのでシリンダとフレーム間の接触面及びシリンダとシリンダヘッド間の接触面から高温高圧のガス冷媒が蒸発器のある低圧側に逆流することが無くなり回路内に特に逆止弁などを設けなくても停止中の冷却器の温度上昇を防ぐことができる。

【0055】密閉容器内を吸入圧力雰囲気として高温高圧のガス冷媒の蒸発器がある低圧側への逆流を防いで回路内に特に逆止弁などを設けずに停止中の冷却器の温度上昇を回避しているものには他にレシプロ式の圧縮機があるが、ロータリ式はレシプロ式に比べて圧縮機構の面で高効率となる。

【0056】また、ブレードをピストンと一体化しているので、密閉容器内を吸入圧力としても、ローリングピストン型のロータリ圧縮機のようにペーンスプリングの押圧力が大きいことによる起動時の問題、すなわち、特別起動トルクの大きなモータが必要となることはなく、モータの効率化に限界が生じることがない。また、ペーンスプリングの押圧力が大きいことによるピストン外周面に対するペーン先端の過酷な摺動による摩耗及びスラッジの発生が防止でき、また、発生したスラッジの冷媒回路への排出、堆積等が生じない。

【0057】また、ブレードをピストンと一体化し、密閉容器内を吸入圧力雰囲気としたので、ブレードの摺動

時にブレード側面に作用する荷重が集中するのを避けることができ、ブレード摺動による摺動ロスの増大が防止でき、信頼性が高く高効率のロータリ圧縮機を得ることができる。

【0058】以上のように、この発明の第1の発明に係わるロータリ圧縮機は、密閉容器内を吸入圧力雰囲気とし、かつ、ブレードをピストンに一体化したので、ペーンをピストンに押付けるためのペーンスプリングが不要になり、ペーンスプリングの押付力過大によるスムーズ

でない起動あるいは起動トルクを大きくすることによるモータ効率の低下を回避しつつ、ロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、条件の厳しいペーン先端とピストン外周面の摺動部分をなくし、スラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制でき、また、回路に逆止弁などを設けることなく停止中の蒸発器側への高圧ガスの漏れが回避でき、さらにブレードの摺動ロスも低減できる。従って、ロータリ式本来の高効率を損なうことなく、信頼性の高いロータリ圧縮機を得ることができる。

【0059】この発明の第2の発明に係わるロータリ圧

縮機は、第1の発明において圧縮機構部及び電動機部を密閉容器内に弹性支持部材により保持し、前記圧縮機構部と前記密閉容器内壁との間及び前記電動機部と前記密閉容器内壁との間に隙間を設けたので、第1の発明の効果に加えて、圧縮機内部の振動を弹性支持部材により吸収し外部に伝わりにくくすることより、ロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、低騒音、低振動化が可能となり、圧縮機から冷蔵庫等の冷凍サイクルを構成する配管系に伝わる振動が低減できる。また、電動機部、圧縮機構部が密閉容器に直付けされている場合、振動の大きな圧縮機で配管系に伝わる振動により配管が変形、破損するのを防ぐために、圧縮機への配管を、径を細く、可動部分の長さを長く構成していたが、外部への振動が低減されるため、その必要がなくなり圧損による効率低下、配管が複雑化することによるコストアップ更に煩雑な配管設計を回避することができる。さらに、密閉容器内を吐出圧力雰囲気でなく、吸入圧力雰囲気としているので、圧縮機構部と電動機部とを密閉容器に弹性支持しても密閉容器内での吸入管の取回しの必要がなく、圧縮機の内部振動による吸入管の変形、破損を避けるため剛性を低下させることによる圧損の増加の問題が解消できる。したがって、高効率のロータリ圧縮機の特性を生かして、低騒音、低振動、低コスト及び高効率のロータリ圧縮機を得ることができる。

【0060】この発明の第3の発明に係わるロータリ圧縮機は、第1の発明または第2の発明において、使用冷媒をR134a等のHFC系冷媒としたので、第1の発明または第2の発明の効果に加えて、冷媒が塩素を含まず極圧効果が期待できないが、ペーンとピストンが一体に形成されているため、従来のロータリ圧縮機をHFC系冷媒で用いた場合に条件の厳しい摺動となるペーン先

30

30

40

40

50

端とピストン外周面の摺動がなくなるので、スラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制できる。また、レシプロ式ではR12を用いた場合と同等能力に対して体積流量が増えるR134a等を用いた場合に吸入弁があるために生じる吸入圧損も吸入弁がないので小さくてすむ。これらの効果により、オゾン層破壊につながらないHFC系冷媒を用いながら、ロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、高信頼性、長寿命のロータリ圧縮機を得ることができる。

【0061】この発明の第4の発明に係わるロータリ圧縮機は、第3の発明において密閉容器内にHFC系冷媒と非相溶性または相溶性の小さい潤滑油を封入したので、第3の発明の効果に加えて潤滑油に冷媒が溶け込むことが無いために、潤滑油は安定した粘度で摺動部に供給され、摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなる。したがってロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、高信頼性、長寿命でオゾン層破壊に寄与しないロータリ圧縮機を得ることができる。

【0062】この発明の第5の発明に係わるロータリ圧縮機は、第3の発明において密閉容器内にHFC系冷媒と相溶性を有する潤滑油を封入したので、第3の発明の効果に加えて回路中に循環した潤滑油の戻り性が非相溶の潤滑油に比べて良好なため、圧縮機からの潤滑油流出量を極端に低いレベルに抑えなくても、圧縮機内で潤滑油が枯渋する事なく、潤滑油は安定して摺動部に供給され、摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなる。低圧シェルでは圧縮後のガスを一旦シェル内に開放することなく直接回路に排出するが、潤滑油流出量を極端に低く抑えなくともよいので圧縮室内の潤滑油による隙間シール効果を期待することが可能となる。したがってロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、高信頼性、長寿命でオゾン層破壊に寄与しないロータリ圧縮機を得ることができる。

【0063】この発明の第6の発明に係わるロータリ圧縮機は、第1の発明または第2の発明において、使用冷媒を炭化水素系冷媒とし、密閉容器内が吸入圧力雰囲気としたので、第1の発明または第2の発明に加えて、吐出圧力雰囲気となっている圧縮機に比べて、密閉容器内の空間の分運転中の回路容積中の吐出圧部分が密閉容器内の空間の分減ること、密閉容器内に溜めた油は吸入圧力雰囲気中となるので油に溶解する冷媒量が減ることから、冷媒の初期封入量を減らすことが可能となり、封入冷媒が室内などに漏洩した場合も爆発限界に達しにくいという点でより安全である。密閉容器内が同じ吸入圧力雰囲気でもレシプロ式の圧縮機は圧縮機構部が非対称なので対称配置のブレード一体ピストン型のロータリ圧縮機の方が密閉容器内の空間容積が小さく抑えられて、封入冷媒量削減の観点からさらに有利となる。また、レシプロ式ではR134aを用いた場合と同等能力にすると体積流量が増える炭化水素冷媒のR600a等を用

いた場合に吸入弁があるために生じる吸入圧損も吸入弁がないので小さくてすむ。これらの効果により、オゾン層破壊物質である塩素を含むCFC系冷媒、HFC系冷媒や地球温暖化係数の高いHFC系冷媒ではなく、オゾン層破壊、地球温暖化に寄与しない炭化水素系冷媒を安全に用いながら、ロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、高信頼性及び長寿命のロータリ圧縮機を得ることができる。

【0064】この発明の第7の発明に係わるロータリ圧縮機は、第6の発明において密閉容器内に炭化水素系冷媒と非相溶性または相溶性の小さい潤滑油を封入したので、第6の発明の効果に加えて潤滑油に冷媒が溶け込むことが無いために、潤滑油は安定した粘度で摺動部に供給され、摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなる。したがって、ロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、高信頼性、長寿命でオゾン層破壊、地球温暖化等に寄与して地球環境に悪影響を与えることのないロータリ圧縮機を得ることができる。

【0065】この発明の第8の発明に係わるロータリ圧縮機は、第6の発明において密閉容器内に炭化水素系冷媒と相溶性を有する潤滑油を封入したので、第6の発明の効果に加えて、回路中に循環した潤滑油の戻り性が非相溶の潤滑油に比べて良好なため、圧縮機からの潤滑油流出量を極端に低いレベルに抑えなくても、圧縮機内で潤滑油が枯渋する事なく、潤滑油は安定して摺動部に供給され、摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなる。ある程度の潤滑油循環率を許容することにより圧縮室の潤滑油シール効果を期待することができるので、漏れ損失を低減できる。したがってロータリ式本来の高効率性を損なうことなく、高信頼性、長寿命でオゾン層破壊、地球温暖化等に寄与しないロータリ圧縮機を得ることができる。

【0066】また、この発明の第9の発明に係わる冷凍サイクルは、圧縮機、蒸発器、減圧装置および凝縮器を備えた冷凍サイクルにおいて、前記圧縮機を第1～第8の発明のいずれかの発明のロータリ圧縮機としたので、回路内に特に逆止弁などを設けずに停止中の高圧ガス冷媒の低圧側への逆流を防ぎ冷却器の温度上昇を回避した低コスト、高効率の冷凍装置や空調装置、ペーンとピストンが一体に形成されているためペーンスプリングの押付力過大によるスムーズでない起動あるいは起動トルクを大きくすることによるモータ効率の低下を回避した高効率、高信頼性の冷凍装置や空調装置、過酷な摺動条件のペーン先端とピストン外周面の摺動がないためスラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制した高信頼性の冷凍装置や空調装置、電動機部及び圧縮機構部が密閉容器内に弹性支持されているため電動機部及び圧縮機構部で生じる振動が外部に伝わり難く圧縮機がより一層低振動、低騒音となり圧縮機周りの配管を複雑に構成する必要がなくなり、配管設計が簡素化され圧損による効率低

下も減るので低コスト、高効率、低振動、低騒音の冷凍装置や空調装置、塩素を含まず極圧効果がないR134a等のHFC系冷媒を用いても潤滑状況の厳しい摺動部がないためスラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制できるので高信頼性、長寿命でオゾン層破壊に寄与しない冷凍装置や空調装置、密閉容器内が吸入圧力雰囲気でロータリ式本来の高効率性を損なうことなく冷媒の初期封入量を減らすことが可能なのでより安全に炭化水素系冷媒を用いたオゾン層破壊、地球温暖化に寄与しない冷凍装置や空調装置、潤滑油として非相溶油を使う場合は、潤滑油に冷媒が溶け込むことが無いため潤滑油が安定した粘度で摺動部に供給され摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなるので高信頼性、長寿命の冷凍装置や空調装置、及び潤滑油として相溶油を使う場合は、回路中に循環した潤滑油の戻り性が良く、圧縮機内で潤滑油が枯渇することがない高信頼性、長寿命の冷凍装置や空調装置等のうち、発明の構成に対応する効果を備えた冷凍装置、空調装置を得ることができる。

【0067】また、この発明の第10の発明に係わる冷蔵庫は、圧縮機、蒸発器、減圧装置および凝縮器を備えた冷蔵庫において、前記圧縮機を第1～第8の発明のいずれかの発明のロータリ圧縮機としたので、回路内に特に逆止弁などを設けずに停止中の高圧ガス冷媒の低圧側への逆流を防ぎ冷却器の温度上昇を回避した低コスト、高効率の冷蔵庫、ペーンとピストンが一体に形成されているためペーンスプリングの押付力過大によるスムーズでない起動あるいは起動トルクを大きくすることによるモータ効率の低下を回避した高効率、高信頼性の冷蔵庫、過酷な摺動条件のペーン先端とピストン外周面の摺動がないためスラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制した高信頼性の冷蔵庫、電動機部及び圧縮機構部が密閉容器内に弾性支持されているため電動機部及び圧縮機構部で生じる振動が外部に伝わり難く圧縮機がより一層低振動、低騒音となり圧縮機周りの配管を複雑に構成する必要がなくなり、配管設計が簡素化され圧損による効率低下も減るので低コスト、高効率、低振動、低騒音の冷蔵庫、塩素を含まず極圧効果がないR134a等のHFC系冷媒を用いても潤滑状況の厳しい摺動部がないためスラッジの発生、回路内への流出・堆積を抑制できるので高信頼性、長寿命でオゾン層破壊に寄与しない冷蔵庫、密閉容器内が吸入圧力雰囲気でロータリ式本来の高効率性を損なうことなく冷媒の初期封入量を減らすことが可能なのでより安全に炭化水素系冷媒を用いたオゾン層破

壊、地球温暖化に寄与しない冷蔵庫、潤滑油として非相溶油を使う場合は、潤滑油に冷媒が溶け込むことが無いために潤滑油が安定した粘度で摺動部に供給され摺動部の異常摩耗、焼付き等が起こり難くなるので高信頼性、長寿命の冷蔵庫、及び潤滑油として相溶油を使う場合は、回路中に循環した潤滑油の戻り性が良く、圧縮機内で潤滑油が枯渇することがない高信頼性、長寿命の冷凍装置や空調装置等のうち、発明の構成に対応する効果を備えた冷蔵庫を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施の形態1におけるロータリ圧縮機の縦断面図および冷凍サイクル図

【図2】 本発明の実施の形態1におけるロータリ圧縮機の圧縮機構部の横断面図

【図3】 本発明の実施の形態1におけるロータリ圧縮機のブレード運動空間を吸入圧力雰囲気の密閉容器内に開放する場合のガイドに作用する力の関係を示す模式図

【図4】 本発明の実施の形態2におけるロータリ圧縮機の縦断面図および冷凍サイクル図

【図5】 従来のロータリ圧縮機の縦断面図および冷凍サイクル図

【図6】 従来のロータリ圧縮機の圧縮機構部の横断面図

【図7】 従来のブレード一体のロータリ圧縮機の縦断面図

【図8】 従来のブレード一体のロータリ圧縮機の圧縮機構部の横断面図

【図9】 ブレード運動空間を密閉容器内に開放する場合と、開放しない場合のシリンダヘッド側からの斜視図

30 【図10】 ブレード運動空間を密閉容器内に開放しない場合のガイドに作用する力の関係を示す模式図

【図11】 ブレード運動空間を吐出圧力雰囲気の密閉容器内に開放する場合のガイドに作用する力の関係を示す模式図

【図12】 レシプロ式圧縮機の縦断面図

【符号の説明】

a 電動機部、b 圧縮機構部、3 吸入口、4 シリ

ンダ室、5 シリンダ、6 駆動軸、9 低圧室、10

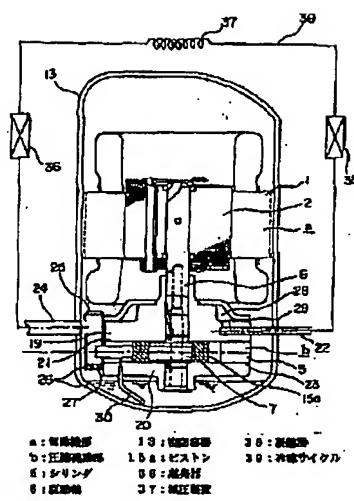
高圧室、13 密閉容器、14 吐出口、15a ピ

40 ストン、15b ブレード、32 弾性支持部材、36

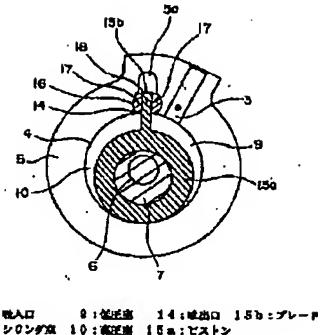
蒸発器、37 減圧装置、38 凝縮器、39 冷凍サ

イクル。

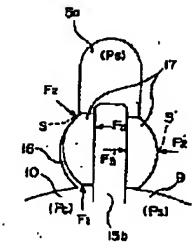
【図1】



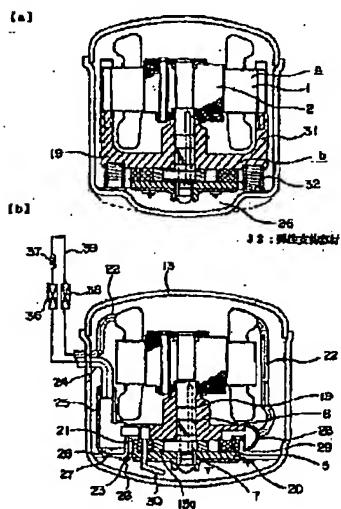
【図2】



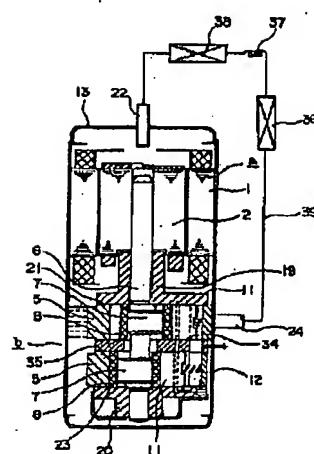
【図3】



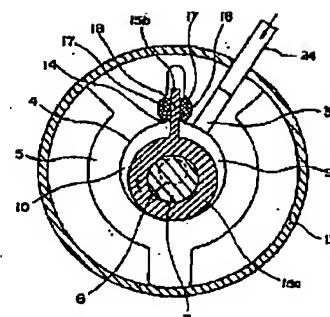
【図4】



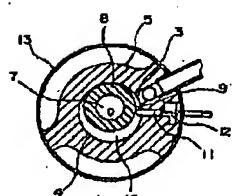
【図5】



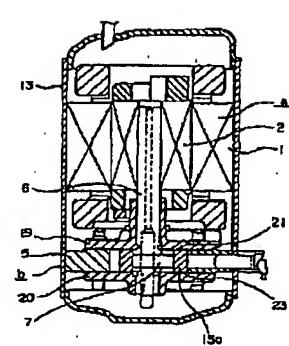
【図8】



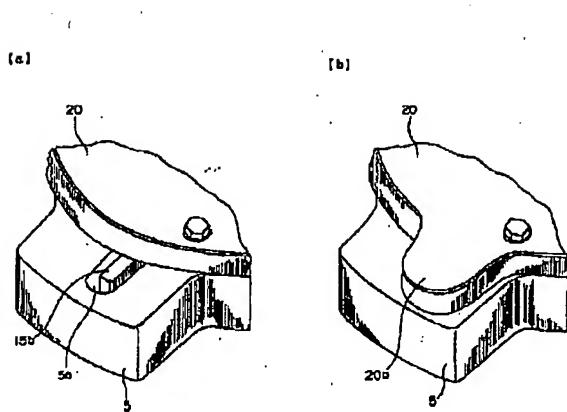
【図6】



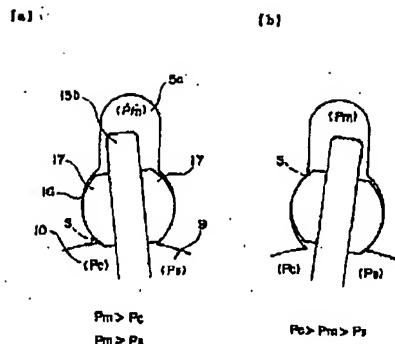
【図7】



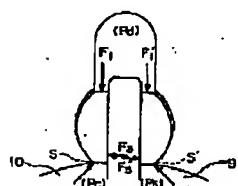
【図9】



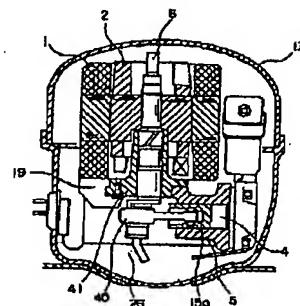
【図10】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

(72)発明者 小川 喜英

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 石井 稔

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 谷 真男

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 郡嶋 宗久

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 山本 隆史

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

(72)発明者 川口 進

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三
菱電機株式会社内

F ターム(参考) 3H029 AA04 AA13 AA21 AB03 BB12

BB21 BB42 CC03 CC05 CC07

CC09